

CLIPPEDIMAGE= JP02001322539A

PAT-NO: JP02001322539A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2001322539 A

TITLE: VEHICULAR BRAKING DEVICE

PUBN-DATE: November 20, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

YAMAMOTO, YASUNORI

KAMIMURA, HIROKI

IYODA, TERU

COUNTRY

N/A

N/A

N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

MAZDA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP2000145232

APPL-DATE: May 17, 2000

INT-CL (IPC): B60T008/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To shorten a braking distance in the case when a stroke simulator for changing (expanding) the volume by the fluid pressure, of a master cylinder is provided.

SOLUTION: An accumulator 28 is provided for accumulating brake fluid pressure of high pressure besides a master cylinder 21. The stroke simulator 38 is arranged for expanding the volume by receiving the master cylinder fluid pressure. Valves MCV1 and MCV2 are usually closed, and accumulator fluid pressure is supplied to brake devices 31FL to 31RR (a wheel cylinder) by opening a VLV1 and a VLV2. When a brake fluid pressure sensor S1 to S5 cause

failure, the opening-closing relationship between the valves is reversed so that the master cylinder fluid pressure is supplied to the wheel cylinder. At this time, an opening-closing valve 39 is closed to cut off supply of the master cylinder fluid pressure to the stroke simulator 38. The accumulator fluid pressure can be supplied to the back side of the stroke simulator 38 to restrain the volume change.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-322539

(P2001-322539A)

(43)公開日 平成13年11月20日(2001. 11. 20)

(51)Int.Cl.

識別記号

F I

テマコード(参考)

B 6 0 T 8/00

B 6 0 T 8/00

Z 3 D 0 4 6

審査請求 未請求 請求項の数5 O L (全 11 頁)

(21)出願番号 特願2000-145232(P2000-145232)

(22)出願日 平成12年5月17日(2000. 5. 17)

(71)出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72)発明者 山本 康典

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

(72)発明者 上村 裕樹

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

(74)代理人 100080768

弁理士 村田 実

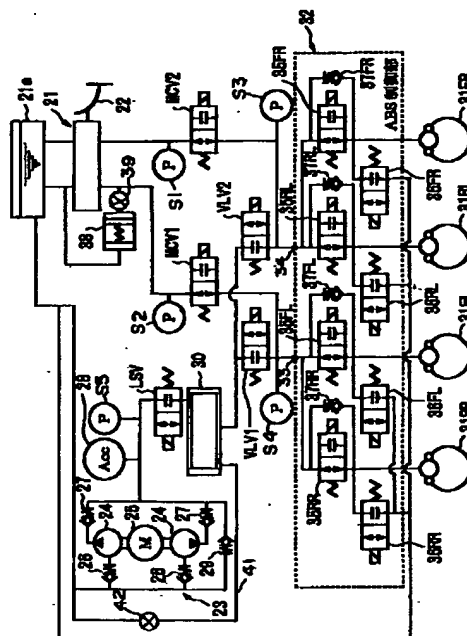
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車両の制動装置

(57)【要約】

【課題】マスタシリンダ液圧を受けて容積変化(容積拡大)されるストロークシュミレータを有する場合に、制動距離を短縮化できるようにする。

【解決手段】マスタシリンダ21の他に、高圧のブレーキ液圧を蓄圧するアキュムレータ28を有する。また、マスタシリンダ液圧を受けて容積拡大されるストロークシュミレータ38が設けられる。通常時は、バルブMCV1、MCV2を閉弁し、VLV1、VLV2を開弁することにより、ブレーキ装置31FL~31RR(のホイールシリンダ)に対してアキュムレータ液圧が供給される。ブレーキ液圧センサS1~S5等が故障したときは、上記バルブの開閉関係が逆とされて、マスタシリンダ液圧がホイールシリンダへ供給される。このとき、開閉弁39が閉じられて、マスタシリンダ液圧のストロークシュミレータ38への供給が遮断される。アキュムレータ液圧をストロークシュミレータ38の背面側に供給して、その容積変化を抑制することもできる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】運転者のブレーキ操作に応じてブレーキ液圧が発生される第1液圧発生源と、

高圧のブレーキ液圧が発生される第2液圧発生源と、
車両を制動するブレーキ装置のホイールシリンダを、前記第1液圧発生源と第2液圧発生源とに対して選択的に連通させる切換手段と、

前記第1液圧発生源からのブレーキ液圧を受けて容積変化されるストロークシュミレータと、

ブレーキ系統に故障が発生したときに、前記ストロークシュミレータの容積変化を抑制する抑制手段と、を備えていることを特徴とする車両の制動装置。

【請求項2】請求項1において、
前記抑制手段が、ブレーキ系統に故障が発生したときに前記第1液圧発生源とストロークシュミレータとの連通を遮断するように設定されている、ことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項3】請求項1において、
前記ストロークシュミレータが、前記第1液圧発生源と連通される油室を画成するピストンと、該ピストンを介して該油室を圧縮する方向に付勢するスプリングとを備え、

前記抑制手段が、ブレーキ系統に故障が発生したときに、前記ピストンのうち前記油室とは反対側となる背面側に前記第2液圧発生源からの高圧を導入するように設定されている、ことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項4】請求項3において、
前記第2液圧発生源が、高圧のブレーキ液を蓄圧しておくためのアキュムレータと、リザーバからのブレーキ液を前記アキュムレータに蓄圧させるポンプと、を備え、
ブレーキ系統に故障が発生したときに前記アキュムレータの圧力が小さいときは、前記ポンプを運転するように設定されている、ことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項5】請求項1において、
前記ストロークシュミレータの容積変化に対する抵抗力を可変にする抵抗力可変手段を備え、
前記抑制手段が、ブレーキ系統の故障発生時に、前記抵抗力が最大値となるように前記抵抗力可変手段を制御するように設定されている、ことを特徴とする車両の制動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は車両の制動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両の制動装置の中には、運転者のブレーキ操作に応じてブレーキ液圧が発生される第1液圧発生源（マスタシリンダ）の他に、運転者のブレーキ操作とは無関係に高圧のブレーキ液圧を発生させる第2液圧発生源を設けたものがある。このものにおいて、車両

を制動するブレーキ装置のホイールシリンダが、切換手段によって第1液圧発生源と第2液圧発生源とに対して選択的に連通される。すなわち、あらかじめ設定された所定条件のとき、例えば自動ブレーキや緊急時の制動を行うとき等は、第2液圧発生源で発生された高圧のブレーキ液圧を利用して所望の制動力を得るようにする一方、その他のときは第1液圧発生源を利用した制動を行うようにしてある。第2液圧発生源を利用した制動時であっても、運転者はブレーキ操作を行うことが多く、このときのブレーキ操作フィーリング、特にブレーキストロークがきちんと得られるように、第1液圧発生源からのブレーキ液圧を受けて容積変化されるストロークシュミレータを設けることがある（特開平11-48950号公報参照）。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、ブレーキ系統に故障が発生して、第1液圧発生源からのブレーキ液圧を利用して制動を行うことが考えられる。このときの制動は緊急性を要することが通常であるが、前述したストロークシュミレータが設けられていると、第1液圧発生源で発生されたブレーキ液圧はストロークシュミレータの容積変化のためにも消費されることになり、すみやかな制動を得るつまり制動距離を短縮化するという点において改善の余地がある。

【0004】本発明は以上のような事情を勘案してなされたもので、その目的は、運転者によるブレーキ操作によって発生されたブレーキ液圧を受けて容積変化されるストロークシュミレータを有する場合に、ブレーキ系統の故障発生時における制動距離の短縮化を図ることができるようにした車両の制動装置を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】前記目的を達成するため、本発明にあっては次のような解決手法を採択してある。すなわち、特許請求の範囲における請求項1に記載のように、運転者のブレーキ操作に応じてブレーキ液圧が発生される第1液圧発生源と、高圧のブレーキ液圧が発生される第2液圧発生源と、車両を制動するブレーキ装置のホイールシリンダを、前記第1液圧発生源と第2液圧発生源とに対して選択的に連通させる切換手段と、前記第1液圧発生源からのブレーキ液圧を受けて容積変化されるストロークシュミレータと、ブレーキ系統に故障が発生したときに、前記ストロークシュミレータの容積変化を抑制する抑制手段と、を備えたものとしてある。上記解決手法を前提とした好ましい態様は、特許請求の範囲における請求項2以下に記載のとおりである。

【0006】

【発明の効果】請求項1に記載された発明によれば、ブレーキ系統の故障発生時にはストロークシュミレータの容積変化が抑制されるので、この抑制された分、ホイールシリンダに第1液圧発生源で発生されたブレーキ液圧

が十分に供給されて、制動距離が短縮化されることになる。

【0007】請求項2に記載された発明によれば、第1液圧発生源からストロークシュミレータへのブレーキ液圧の供給が完全に遮断されて、つまりストロークシュミレータの機能が完全に停止されて、請求項1に対応した効果を十二分に発揮させることができる。

【0008】請求項3に記載された発明によれば、第2液圧発生源で発生された高圧を有効に利用して、ストロークシュミレータの容積変化を抑制することができる。

【0009】請求項4に記載された発明によれば、アクチュムレータに蓄圧されているブレーキ液圧が小さいときにも対応して、請求項3に対応した効果を発揮させることができる。

【0010】請求項5に記載された発明によれば、同じブレーキストロークであればストロークシュミレータの容積変化量が最小限となるようにして、請求項1に対応した効果を得ることができる。

【0011】

【発明の実施の形態】図1は、ブレーキ（制動）回路例を示すものである。この図1中、21は、ブレーキペダル22の操作量（踏み込み量）に応じてブレーキ液圧を発生させる第1液圧発生源としてのマスタシリンダである。また、第2液圧発生源としてのポンプ装置23が設けられている。このポンプ装置23は、2台のポンプ24と、ポンプ24を駆動する1つのモータ25とを備えている。各ポンプ24は、マスタシリンダ21のリザーバタンク21aから逆止弁26を介してブレーキ液を吸い込んで、高圧のブレーキ液を逆止弁27を介してアクチュムレータ28に吐出する。ポンプ24から吐出された余剰ブレーキ液は、逆止弁29を介してリザーバタンク21aに戻される。アクチュムレータ28に蓄圧されたブレーキ液は、リニアソレノイドバルブLSVによって所望の圧力に調圧された後、リザーバ30に供給される。

【0012】各車輪に設けられたブレーキ装置つまり摩擦力によって制動を行う摩擦制動装置は、実施形態では全てディスクブレーキとされ、左前輪用ブレーキ装置が符号31FLで示され、右前輪用ブレーキ装置が符号31FRで示され、左後輪用ブレーキ装置が符号31RLで示され、右後輪用ブレーキ装置が符号31RRで示される。各ブレーキ装置（のホイールシリンダ）31FL～31RRは、ABS制御回路32を介して、ブレーキ液圧が供給される。すなわち、ABS制御回路32は、2つの接続部33、34を有して、接続部33に対しては、電磁式の開閉弁からなるMCV1を介してのマスタシリンダ21からのブレーキ液と、電磁式の開閉弁からなるVLV1を介してのリザーバ30からのブレーキ液とが選択的に供給される。同様に、接続部34に対しては、電磁式の開閉弁からなるMCV2を介してのマスタシリンダ21からのブレーキ液と、電磁式の開閉弁から

なるVLV2を介してのリザーバ30からのブレーキ液とが選択的に供給される。リザーバ30からマスタシリンダ21のリザーバ21aに到る通路41には、電磁式の開閉弁42が接続されている。この開閉弁42は、ポンプ装置23からリニアソレノイドバルブLSVを介して車輪ブレーキ装置へブレーキ液圧を供給する制動時に閉とされ、それ以外では開とされる。

【0013】ABS制御回路32は、各ブレーキ装置毎に電磁開閉弁からなる供給弁と排出弁とを有する。すなわち、接続部33からのブレーキ液は、供給弁35FLを介して左前輪用ブレーキ装置31FLに供給され、供給弁35RRを介して右後輪用ブレーキ装置31RRに供給される。同様に、接続部34からのブレーキ液は、供給弁35FRを介して右前輪用ブレーキ装置31FRに供給され、供給弁35RLを介して左後輪用ブレーキ装置31RLに供給される。また、ABS制御中での各ブレーキ装置31FL～31RLからのブレーキ液排出は、排出弁36FL～36RRを介して、個々独立して行われる。なお、図1中、37FL～37RRは、各ブレーキ装置に設けられて、供給弁35をバイパスしてブレーキ液をすみやかに排出するための逆止弁である。

【0014】マスタシリンダ21から開閉弁MCV1に到るブレーキ通路には、ストロークシュミレータ38が接続されている。このストロークシュミレータ38は、後述するように、マスタシリンダ21で発生されたブレーキ液圧の大きさに応じて容積変化される（ブレーキペダル22のストロークの確保）。そして、マスタシリンダ21とストロークシュミレータ38との間には、後述するように、ストロークシュミレータ38の容積変化を抑制するための電磁式の開閉弁39が接続されている。

【0015】図1中、S1～S5は圧力センサである。すなわち、センサS1、S2は、2系統とされたマスタシリンダ21での発生液圧を個々独立して検出するものである。センサS3、S4は、2系統とされたホイールシリンダの液圧を個々独立して検出するものである。センサS5は、アクチュムレータ28に蓄圧されている圧力を検出するものである。

【0016】図2は、ストロークシュミレータ38の一例を示すものである。このストロークシュミレータ38は、本体ケーシング51内にそれぞれ摺動自在に嵌挿された第1、第2の2つのピストン52、53と、第1と第2の2つのリターンズpring54、55とを有する。2つのピストン52、53は互いに直列に配設されて、第1ピストン52の図中左方側に油室56が画成され、この油室56が、開閉弁39を介してマスタシリンダ21に接続される。2つのピストン52と53との間に第1リターンズpring54が配設され、第2ピストン53の右方側に第2リターンズpring55が配設される。第1リターンズpring53は、油室56が圧縮される方向に第1ピストン52を付勢する。また、第2

リターンズスプリング55は、第2ピストン53、第1リターンズスプリング53を介して、油室56が圧縮される方向に第1ピストン52を付勢する。なお、各ピストン52、53のうち油室56とは反対側となる背面側はそれぞれ、マスタシリンダ21のリザーバ21aに連通されている(ドレン)。

【0017】第1リターンズスプリング54の付勢力よりも第2リターンズスプリング55の付勢力の方が大きく設定されている。これにより、ブレーキストロークと油室56の容積変化(容積増大量)との関係は、図3に示すようになる。すなわち、ブレーキストロークつまりマスタシリンダ21での発生ブレーキ液圧が大きくなるのに伴って、まず、第1ピストン52は第1リターンズスプリング54にのみ抗して図2中右方へと変位され(ブレーキストロークに対する容積変化量が大きい)、第1ピストン52が第2ピストン53に当接した後は、第1ピストン52はリターンズスプリング55に抗して図2中右方へと変位されることになる(ブレーキストロークに対する容積変化量が小さい)。

【0018】図4は、制動制御のための制御系統を示すものであり、Uはマイクロコンピュータを利用して構成されたコントローラ(制御ユニット)である。このコントローラUには、前述した各圧力センサS1～S5の信号が入力される他、ブレーキストローク検出するストロークセンサS6からの信号が入力される(実施形態ではブレーキペダル22のストロークを直接検出)。また、コントローラUからは、前述した各種バルブMCV1、MCV2、VKV1、VKV2、LSVの他、ポンプ/モータ24、25へ制御信号が出力され、さらに後述するブレーキ系統故障時にフィエルランアン40を作動させるようになっている。

【0019】次に、コントローラUによる制動制御について図5のフローチャートを参照しつつ説明するが、以下の説明でQはステップを示す。なお、実施形態では、通常は第2液圧発生源としてのポンプ装置23からのブレーキ液圧を利用して制動力を得るようにされ、第1液圧発生源としてのマスタシリンダ22からのブレーキ液圧は、ブレーキ系統が故障したときの特定時(非常時)にのみ用いるようにしてある。また、開閉弁29は、初期時は開弁されていて、後述するようにブレーキ系統に故障が発生したときにのみ閉弁される。

【0020】まず、図5のQ1において、各種センサS1～S6からの信号が入力された後、S2において、ブレーキ系統に故障が発生したか否かが判別される。この故障判別の対象となる機器類および故障判定手法は、実施形態では次のようにされている。まず、アキュムレータ圧力検出用のセンサS5について、モータ25が駆動されると共にLSVが閉じられている状態において、センサS5で検出される圧力の増加率が所定値以下の小さいときに、センサS5が故障であると判定される。マス

タシリンダ圧力検出用のセンサS1とS2との検出値の偏差が所定値以上大きいときに、センサS1あるいはS2が故障していると判定される。ホイールシリンダ圧力検出センサS3とS4との各検出値の偏差が所定値以上のとき、センサS4あるいはS5が個性化していると判定される。LSVについて、制御目標値に対するホイールシリンダ圧力(センサS4、S5での検出値)が異常であるときに、LSVが故障していると判定される。

【0021】上記Q2の判別でNOのとき(正常時)

10 は、Q3において、MCV1とMCV2とが開弁されると共に、VLV1とVLV2とが開弁される。次いで、Q4において、緊急制動時であるか否かが判別される。このQ4での緊急制動の判定は、具体的には、マスタシリンダ圧力(センサS1、S2による検出圧力)が所定値以上で、かつマスタシリンダ圧力の上昇方向の変化率が所定値以上のときに、緊急制動時であるとされる。このQ4の判別でNOのときは、Q5において、S6で検出されるブレーキストロークが所定値以下であるか否か、つまりブレーキペダル22の踏み込み代の範囲であるか否かが判別される。このQ5の判別でNOのときは、ブレーキペダル22を踏み込み変位させる踏み込み代がもはや残っていないときであり、このときは、Q6において、ホイールシリンダ圧力が、マスタシリンダ圧力に応じた目標制御圧力(目標制御値)となるようにLSVが制御される(フィードバック制御)。Q5の判別でYESのとき、つまりまだブレーキペダル22を踏み込み変位させることのできる範囲であるときは、ホイールシリンダ圧力が、ブレーキストロークに応じた目標制御圧力となるように、LSVが制御される(フィードバック制御)。

【0022】Q6あるいはQ7の後はそれぞれ、Q8において、アキュムレータ圧力が所定値以下であるか否かが判別される。このQ8の判別でYESのときは、Q9においてポンプ25が運転されてアキュムレータ圧力が上昇される。また、Q8の判別でNOのときは、Q10において、モータ25が停止される。

【0023】前記Q4の判別でYESのときは、緊急制動時であるからして、Q11において、ホイールシリンダ圧力を十分大きい値とすべく、マスタシリンダ圧力に対して所定の増大係数 $K(K>1)$ を乗算した値に応じて設定される目標制御圧力となるように、LSVが制御される(フィードバック制御)。

【0024】前記Q2の判別でYESのときは、ブレーキ系統に故障が発生したときである。このときは、Q12において、MCV1とMCV2とが開弁されると共に、VLV1とVLV2とが開弁される。次いで、Q13において、開閉弁39が閉じられる。

【0025】前述したQ3移行の処理は、LSVを利用したブレーキ液圧制御となり、このためにQ3においてMCV1、MCV2が開閉される。このMCV1、MC

V2が閉じられたとき、ブレーキペダル22の踏み込みに応じて発生されるマスタシリンダ圧力を受けて、ストロークシュミレータ38（の油室56）の容積が拡大され、これによりブレーキペダル22を十分ストロークさせることが可能になって、ブレーキ操作フィーリングが良好なものとなる。

【0026】図6、図7は、本発明の第2の実施形態を示すものであり、図6は図1とは相違する部分のみを示した要部油圧回路であり、図7は図5とは相違する部分のみを示した要部フローチャートである。本実施形態では、ブレーキ系統に故障が発生したときのストロークシュミレータ38の容積変化の抑制を、そのピストンの背面側に高圧のアクムレータ圧力を供給することにより、実質的にストロークシュミレータ38が容積変化しないように（容積増大とならないように）してある。すなわち、ストロークシュミレータ38のピストン背面側を、コントローラUによって制御される電磁式の切換弁61によって、アクムレータ28とマスタシリンダのリザーバ21aとに選択的に連通させるようにしてある。ストロークシュミレータ38として図2に示すものをを用いた場合は、第1ピストン52と第2ピストン53との少なくとも一方の背面側（油室56とは反対側）を、アクムレータ28あるいはリザーバ21aに選択的に連通させるように設定すればよい（アクムレータ圧力を受けたとき、第1ピストン52が図2に示す左方端位置に固定されて、油室56が容積拡大されないようにされる）。

【0027】ブレーキ系統に故障が発生したときの制御は、図7に示すように、図5のQ12、Q13に代えて、Q22～Q26の処理が行われる（その他の制御は図5の場合と同じ）。すなわち、Q2でブレーキ系統に故障が発生したと判別されると、Q22において、MCV1とMCV2とが開弁されると共に、VLV1とVLV2とが閉弁される。次いで、Q23において、切換弁61が、ストロークシュミレータ38（の背面側）をアクムレータ28に連通させるように切換えられる。この後、Q24において、アクムレータ圧力が所定値以下であるか否かが判別される。このQ24の判別でYESのときは、Q25においてポンプ25が運転されてアクムレータ圧力が上昇される。また、Q24の判別でNOのときは、Q26において、モータ25が停止される。このQ24からQ26の処理によって、アクムレータ圧力を利用したストロークシュミレータ38の容積変化の抑制が確実に確保される。

【0028】図8～図13は、本発明の第3の実施形態を示すもので、ブレーキ系統に故障が発生したときのストロークシュミレータ38（の油室56）の容積変化（容積増大）の抑制を、ブレーキストロークつまりブレーキ液圧に対するストロークシュミレータ38の抵抗力を増大させることにより得るようにしたものである。ま

ず、図8に基づいて、本実施形態の原理について説明すると、71はシリンダ部であり、マスタシリンダ圧力を受ける油室72（図2の油室56に対応）を画成するピストン73を有する。ピストン73には、細長の連結部材74が一体化されている。この連結部材74が、第1リンク75、揺動レバー76、第2リンク77を介して、ばね機構78に連結される。

【0029】上記ばね機構78は、シリンダ81と、その内部に配設された可動部材82およびばね座部材83とを有し、両者82と83との間には、リターンスプリング84が配設されている。ばね座部材83は、シリンダ81に回転自在かつ軸線方向に変位不能として保持されたねじ棒85に螺合されており、モータ86によってねじ棒85を正逆回転させることによって、ばね座部材83がシリンダ81内において変位可能とされている（可動部材82との相対距離が可変）。ばね機構78においては、リターンスプリング84が可動部材82とばね座部材83とに対して当接するように、ばね座部材83の位置が設定されている。

【0030】前記揺動レバー76は、支点76aを中心にして揺動自在とされている。第1リンク75の一端部は、連結部材74の一端部に対して支点75aを中心として回転自在に連結され、第1リンク75の他端部は、揺動レバー76の先端部に対して支点75bを中心として回転自在に連結されている。揺動レバー76には、後述するように、スライダ91が揺動レバー76の長手方向に変位可能として取付けられており、スライダ91の位置変更は、後述するように、モータ92によって行われる。このスライダ91に対して、第2リンク77の一端部が支点77aを中心として回転自在に連結され、第2リンク77の他端部が、ばね機構78の可動部材82に対して、支点77bを中心に回転自在に連結されている。

【0031】いま、シリンダ部71の油室72にマスタシリンダ圧力が作用すると、ピストン73が図8中右方へ変位され、この変位が、第1リンク75、揺動レバー76、第2リンク77を介して、ばね機構78における可動部材82を図8中右方へ変位させる力として作用する。可動部材82の図8中右方への変位は、リターンスプリング84によって抵抗を受け、この抵抗力が、油室72が容積増大するのに伴うばね機構78からの反力となる。マスタシリンダ圧力によってピストン73が受ける力に対抗するばね機構78の反力（抵抗力）の大きさは、支点76aから支点75bの長さとなる第1長さL1と、支点76aから支点77aの長さとなる第2長さL2との比となるレバー比によって決定される。したがって、スライダ91の位置を変更して上記レバー比を変更すれば、ばね機構78による抵抗力が変更される（リターンスプリング84の実質的なばね定数変更）。

【0032】ばね機構78を利用した抵抗力を2段階に

変化させるために、第1リンク75、揺動レバー76、第2リンク77、ばね機構78等が2組設けられており、2組目のものについては、数値符号75～92までの要素に対応したものについては、数値符号にさらにBの符号を付加して図8に示す（2組目のばね機構に対応した構成要素の一部は図示略）。この2組目のものは、1組目のものに対して紙面直角方向に並列配置される。そして、2組目のばね機構78Bにおいては、初期状態では可動部材82Bとリターンズpring84Bとが所定間隔 α だけ離間されており、かつリターンズpring84Bの付勢力はリターンズpring84の付勢力よりも大きいものとされている。これにより、マスタシリンダ圧力を受けてピストン73が図8中右方へ変位されたとき、当初はばね機構78のみによって反力が発生されるが、途中からばね機構78Bによって大きな反力が発生される。この2組目のばね機構78Bを有する場合におけるブレーキストローク（マスタシリンダ圧力）と反力（抵抗力）との関係を示す特性線が、図9に示される。両スライダ91（91Bは図示略）の位置変更により、図9中実線で示す状態と破線で示す状態とが適宜変更され得る。勿論、破線で示す方が、反力が大きい場合を示す。

【0033】ブレーキ系統が故障したときのストロークシュミレータ38の容積変化を抑制するために、ばね機構78、78Bの反力が最大となるように、スライダ91（図示略の91B）の位置が変更される（図2のQ13に対応した制御）。勿論、コントローラUは、スライダ91（図示略の91B）の位置変更用のモータ92（図示略の92B）を制御することになる。モータ86、86Bは、スライダ91（図示略の91B）の位置変更によっても図9に示す所望の特性が得られるように、ばね座部材83、83Bの位置を変更するように、コントローラUによって制御される。

【0034】図10、図11は、前述したばね機構78の具体例を示すものである。ばね座部材83の外周面には突起部83aが突出形成される一方、シリンダ81の内面にはその軸線方向に伸びるガイド溝81aが形成されて、突起部83aがガイド溝81a内に摺動自在に嵌合されて、その周り止めが行われている（ねじ棒85の回転に伴うばね座部材83の共回り防止）。ねじ棒85は、シリンダ81に対して回転自在かつ軸線方向に変位不能として保持されている。そして、ねじ棒85に対してばね座部材83が螺合されて、ねじ棒85の回転に伴ってばね座部材83がシリンダ81の軸線方向に変位される。

【0035】図12、図13は、揺動レバー76部分の具体例を示すものである。すなわち、揺動レバー76は、固定部材となるホルダ95に対して支点76aを中心に揺動自在とされている。揺動レバー76には、ねじ棒96が回転自在かつ長手方向（軸線方向）に変位不能

として保持されており、このねじ棒96にスライダ91が螺合されている。これにより、モータ92によってねじ棒96を回転させることによって、スライダ91が揺動レバー76の長手方向に変位される。

【0036】図14は、本発明の第4の実施形態を示すものであり、前方障害物との衝突回避のために行われる自動ブレーキ時に、LSVを用いたブレーキ制御を実行するようにしてある。なお、図14は、図5とは異なるステップのみを示してあり、その他は図5の場合と同じ制御が行われる。すなわち、Q34において（図5のQ4対応）、自動ブレーキが必要なときであるか否かが判別される。具体的には、例えば前方障害物までの車頭時間（前方障害物に到達するまでの時間）を目標値とするために必要な車両減速度が所定以上のときに、自動ブレーキが必要なときであると判定される。このQ34の判別でNOのときは、図5のQ5以降と同様の処理が行われる。Q34の判別でYESのときは、Q31（図5のQ11対応）において、ホイールシリンダ圧力が車両減速度に応じた制御目標値となるように、LSVが制御される（フィードバック制御）。なお、上記制御目標値（目標ブレーキ液圧）は、車両減速度が大きいほど大きくなるように設定される。なお、上述の車頭時間を演算するために前方障害物までの距離を検出するレーダが用いられ、このレーダでの検出距離がコントローラUに入力される。

【0037】以上実施形態について説明したが、ホイールシリンダに導入するブレーキ液圧として、アクチュレータ28からの高圧のブレーキ液圧とするか、マスタシリンダ21からのブレーキ液圧とするかの選択条件は適宜設定できるものである。ストロークシュミレータ38のピストン（リターンズpring）は1つのみであってもよい。図8に示す揺動レバー76やばね機構78は、1組のみでもよく（図9の特性線をほぼ線形とする）、あるいは3組以上であってもよい（図9の特性線を3以上の折れ点を有するものとする）。フローチャートに示す各ステップ（ステップ群）あるいはセンサやスイッチ等の各種部材は、その機能の上位表現に手段の名称を付して表現することができる。また、本発明の目的は、明記されたものに限らず、実質的に好ましいあるいは利点として表現されたものを提供することをも暗黙的に含むものである。さらに、本発明は制御方法として表現することも可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】ブレーキ系統の一例を示すブレーキ回路図。

【図2】ストロークシュミレータの一例を示す断面図。

【図3】図2に示すストロークシュミレータの特性を示す図。

【図4】本発明の制御系統の一例を示すブロック図。

【図5】本発明の制御例を示すフローチャート。

【図6】アクチュレータ圧力を用いてストロークシュミ

レータの容積変化を抑制する場合の要部ブレーキ回路図。

【図7】図6の場合における制御例を示す要部フローチャート。

【図8】ストロークシュミレータの抵抗力を可変とする機構例を示す簡略説明図。

【図9】ばね機構を2組設けた場合のストロークシュミレータの抵抗力特性を示す図。

【図10】図8に示すばね機構の具体例を示す側面断面図。

【図11】図10のX11-X11線相当断面図。

【図12】図8に示す揺動レバー部分の具体例を示す平面図。

【図13】図112のX13-X13線相当断面図。

【図14】自動ブレーキ時でのブレーキ液圧制御の一例を示す要部フローチャート。

【符号の説明】

21：マスタシリンダ

21a：リザーバ

22：ブレーキペダル

23：ポンプ装置（高圧のブレーキ液圧発生源）

28：アキュムレータ

31FL～31RR：ブレーキ装置

38：ストロークシュミレータ

39：開閉弁（容積変化抑制用）

52、53：ピストン

54：55：リターンスプリング

56：油室

72：油室

73：ピストン

74：連結部材

75：第1リンク

76：揺動レバー

76a：揺動支点

77：第2リンク

78：ばね機構

10 78B：2組目のばね機構

82：可動部材

83：ばね座部材

84：リターンスプリング

85：ねじ棒

86：モータ

91：スライダ（抵抗力可変用）

92：モータ（抵抗力可変用）

96：ねじ棒

MCV1、MCV2：切換弁（マスタシリンダとアキュムレータとの選択用）

20 ムレータとの選択用）

VLV1、VLV2：切換弁（マスタシリンダとアキュムレータとの選択用）

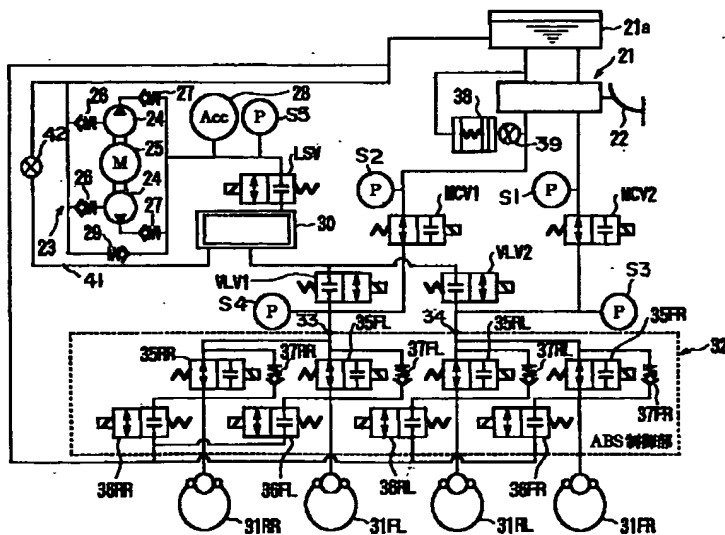
LSV：リニアソレノイドバルブ（ブレーキ液圧調整用）

S1～S5：圧力センサ

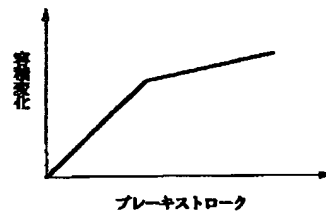
S6：ストロークセンサ

U：コントローラ

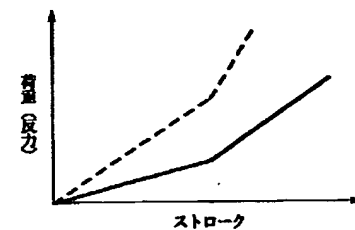
【図1】



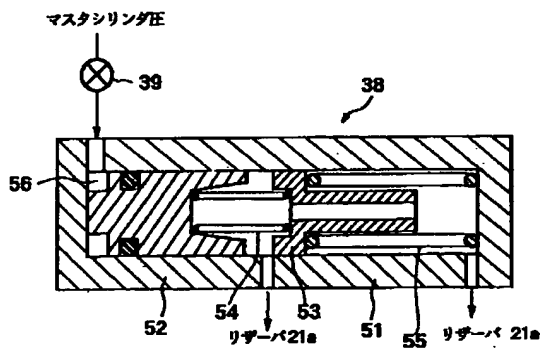
【図3】



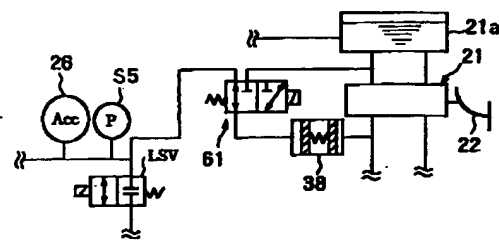
【図9】



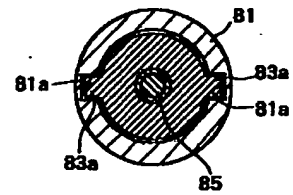
【図2】



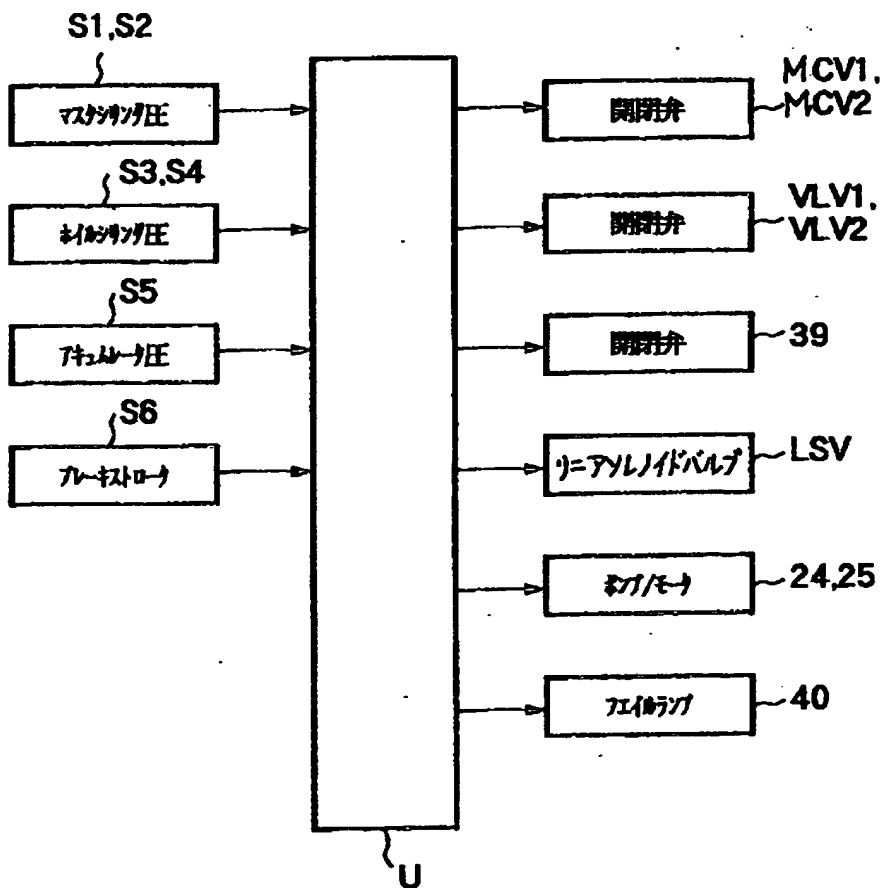
【図6】



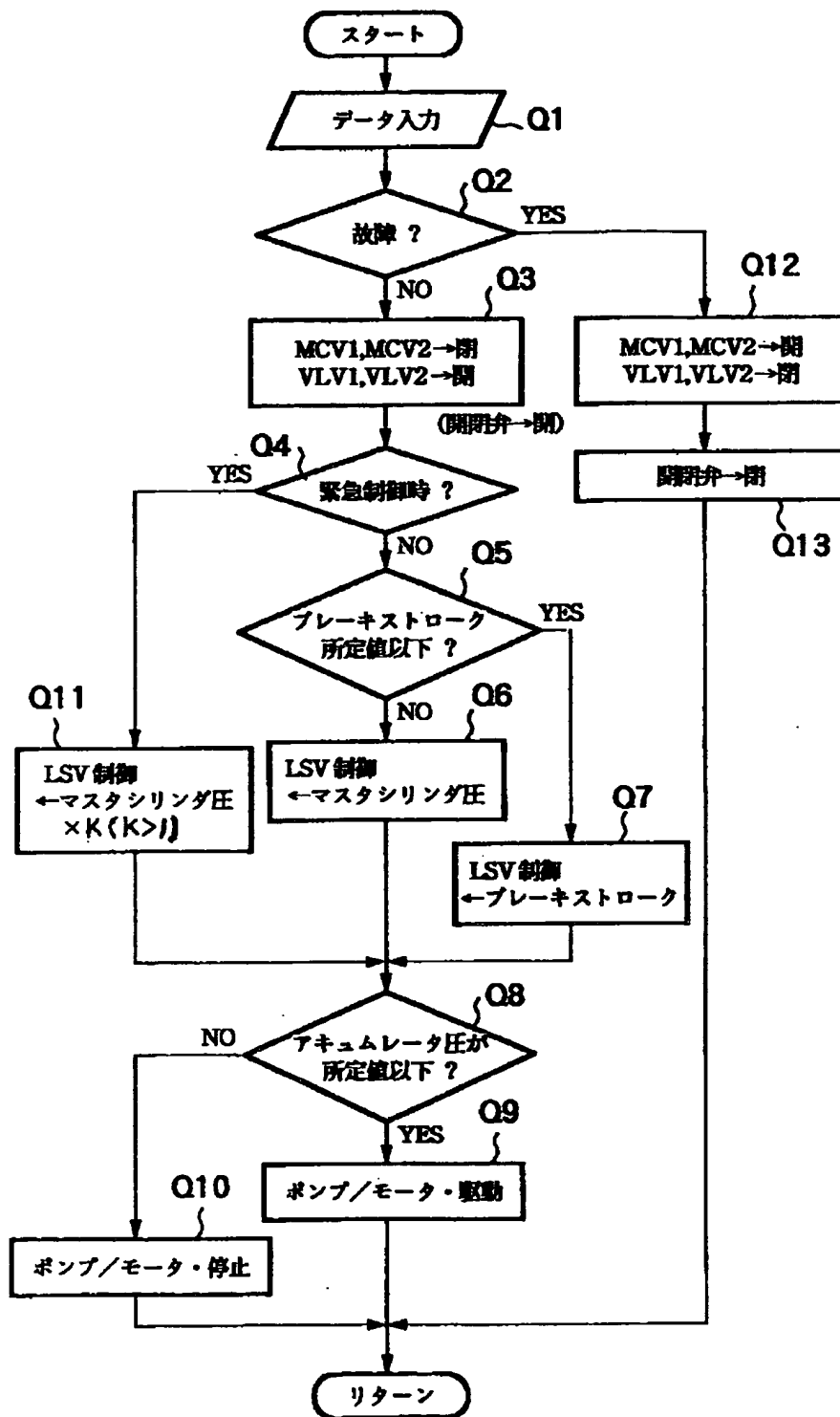
【図11】



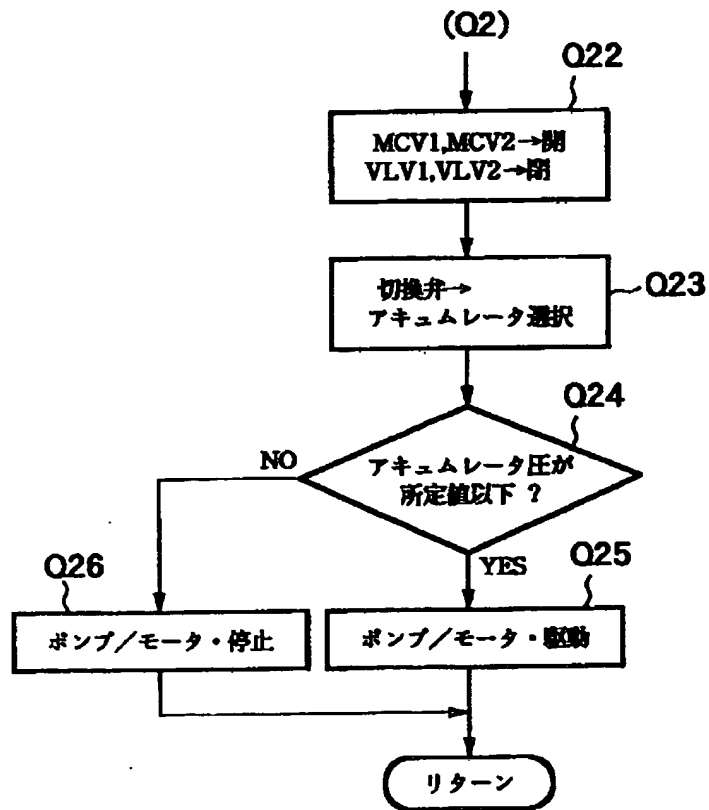
【図4】



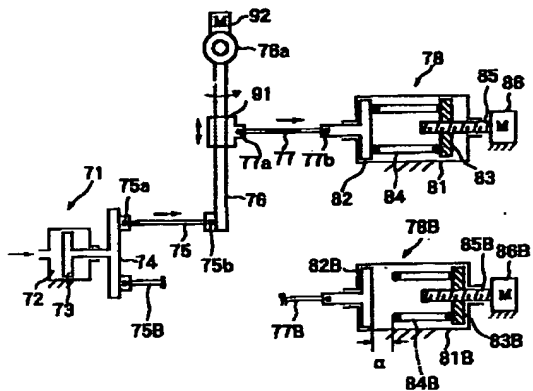
【図5】



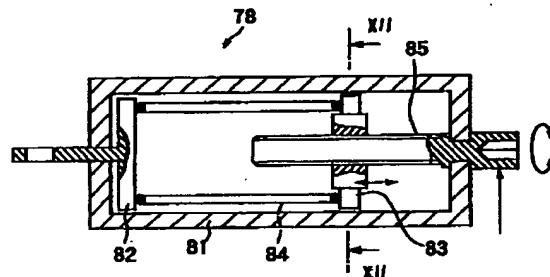
【図7】



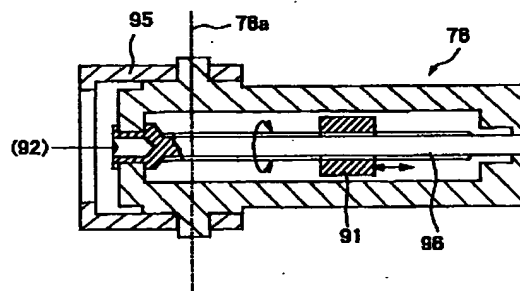
【図8】



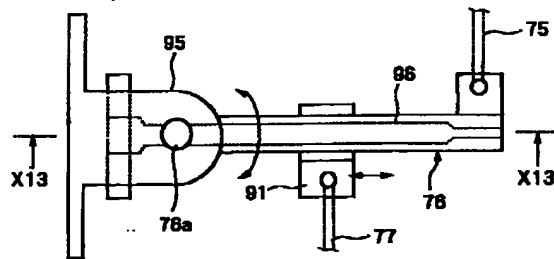
【図10】



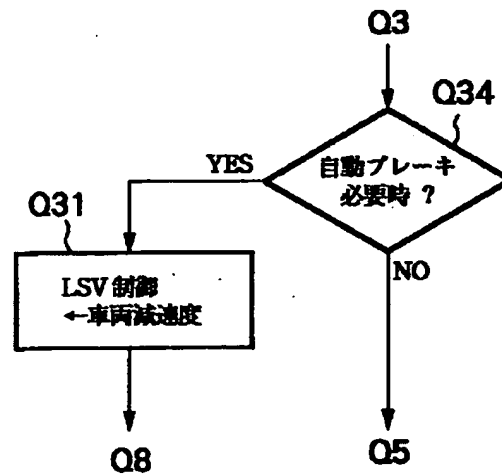
【図13】



【図12】



【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 伊与田 輝
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
 株式会社内

Fターム(参考) 3D046 BB01 BB03 BB18 BB28 HH16
 LL00 LL02 LL23 LL37 LL41
 MM06